

Panaches thermiques : outil de calcul

Aide au dimensionnement des moyens de captage

Aide à l'utilisation

Cet outil a pour objet d'évaluer les caractéristiques des panaches issus de sources thermiques polluantes dans l'industrie et la restauration. Les caractéristiques calculées sont nécessaires au dimensionnement des systèmes de ventilation par captage à la source.

Version de l'aide : 13/04/2021

Version de l'outil : 3.0

Sommaire de l'aide

1. Contexte général	2
2. Propriétés de l'air	6
3. Puissance convectée et puissance de rayonnement	7
4. Caractéristiques de couche limite	14
5. Caractéristiques du panache	17
6. Hauteur de stratification	20
7. Annexe	22

1. Contexte général

1.1. Introduction

Ce guide présente différentes méthodes de calcul pour estimer les paramètres nécessaires au dimensionnement de systèmes de ventilation de sources thermiques industrielles polluantes.

Quelques exemples de sources thermiques industrielles polluantes :

- **Fabrication de tonneaux** : les tonneaux sont chauffés pour permettre leurs cintrages, ils émettent des polluants (HAP) dans l'atelier.



© INRS

- **Production d'un film tubulaire destiné au conditionnement d'eau de javel** : le film tubulaire en PVC sort de la filière à 120°C, et s'élève dans l'atelier sur 7 m de haut. La fusion des produits de base et l'étirage du film libèrent une partie de phtalates dans l'air des ateliers.



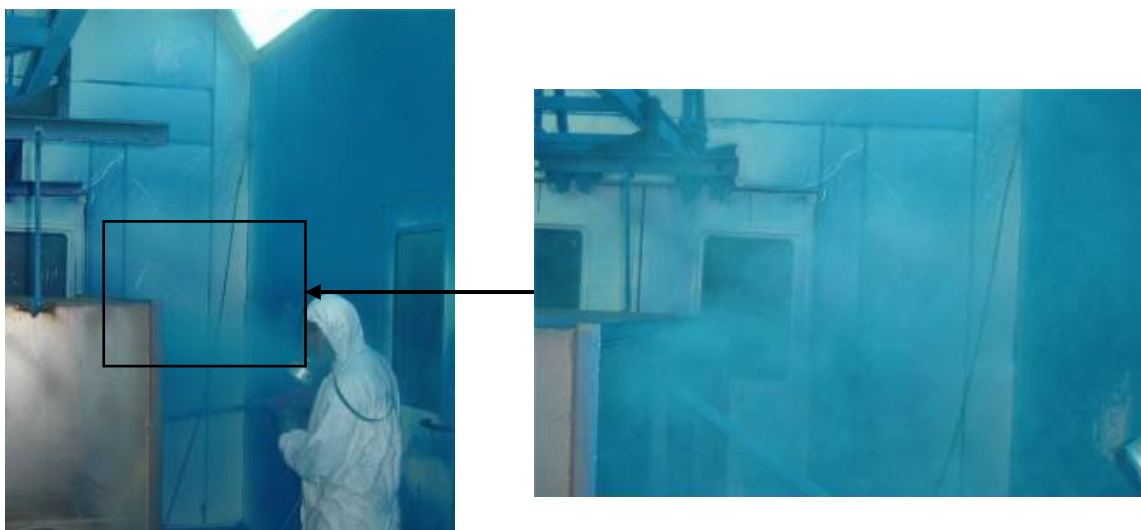
© INRS

- **Bain de fusion** : la fusion de l'aluminium libère des polluants dans les locaux industriels.



© INRS

- **Cabine de poudrage** : le poudrage de pièce chauffée (200°C) disperse la peinture dans toute la cabine.



© INRS

1.2. Systèmes de ventilation

Autour d'une source thermique se développent des courants d'air chaud par convection naturelle. On en distingue deux types : les couches limites et les panaches.

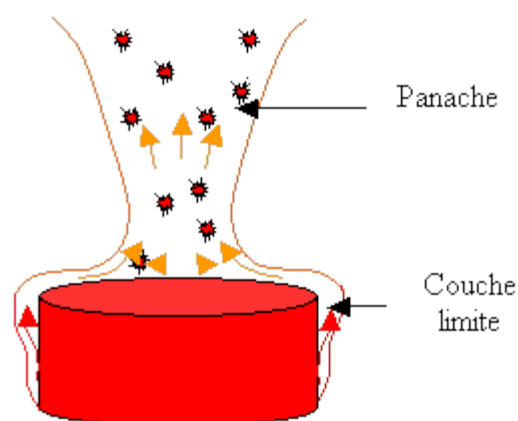


Figure 1.1 Couche limite et panache à proximité d'une source thermique

Les polluants émis par la source thermique vont suivre ces courants d'air chaud.

Pour maîtriser la dispersion du polluant, il faut maîtriser l'écoulement.

Il existe deux solutions pour maîtriser l'écoulement :

- **Le captage localisé des polluants**, au plus près de chaque source d'émission (par exemple, réalisé avec une hotte d'aspiration placée au-dessus de la source).

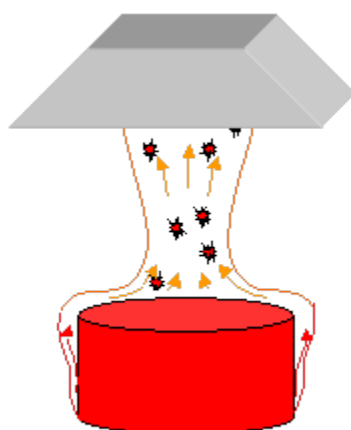


Figure 1.2 Captage localisé au-dessus d'une source d'émission

Pour dimensionner le système de captage, il faut connaître :

- ▶ le débit d'air emporté par le panache
- ▶ le rayon du panache

- **La mise en œuvre d'un système de ventilation par déplacement dans le local**, en injectant de l'air par la partie basse du local et en extrayant le même débit en partie haute. On crée une stratification dans le local, faisant apparaître deux zones principales relativement homogènes en température :

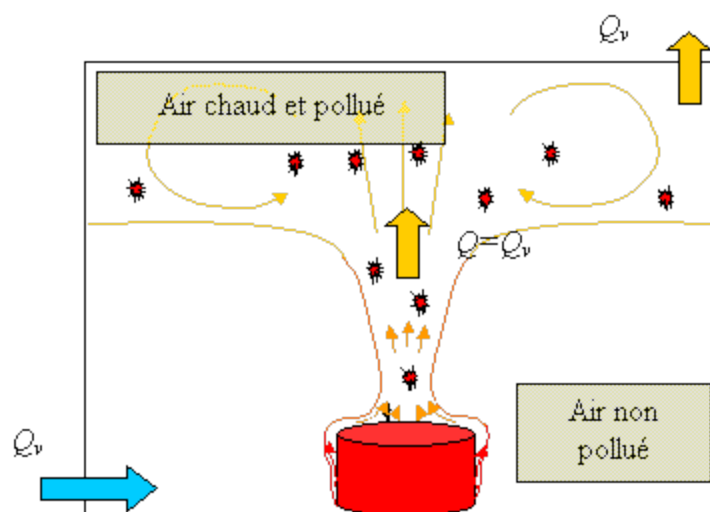


Figure 1.3 Principe de la ventilation par déplacement

Pour dimensionner le système de ventilation par déplacement, il faut connaître le débit de ventilation Q_v à injecter en partie basse pour que la stratification se forme au-dessus de la zone d'occupation. Au niveau de la stratification, on a $Q_v = Q$.

Il faut donc connaître la loi d'évolution du débit de panache Q en fonction de la hauteur.



© INRS

Figure 1.4 Ventilation par déplacement mise en place dans un atelier industriel

Pour dimensionner un système de captage ou de ventilation, on a besoin de connaître les caractéristiques de l'écoulement de convection naturelle ; ce guide présente différentes méthodes pour calculer :

- ▶ la puissance convectée et rayonnée par une source thermique,
- ▶ les caractéristiques des couches limites,
- ▶ les caractéristiques des panaches,
- ▶ les hauteurs de stratifications.

2. Propriétés de l'air

Masse volumique	$\rho = 361.71T^{-1}$
Conductivité thermique	$\lambda = 1.67.10^{-11}T^3 - 5.164.10^{-8}T^2 + 1.035.10^{-4}T - 6.147.10^{-4}$
Viscosité cinématique	$\nu = 6.725.10^{-11}T^2 + 5.773.10^{-8}T - 7.249.10^{-6}$
Viscosité dynamique	$\mu = \nu.\rho$
Chaleur massique	$Cp = 2.135.10^{-10}T^4 - 8.6.10^{-7}T^3 + 1.199.10^{-3}T^2 - 4.7.10^{-1}T + 1.06.10^3$
Nombre de Prandlt	$Pr = \mu.Cp/\lambda$

Figure 2.1 Propriétés de l'air à la température T pour T < 2000°C

Les courbes de comparaison des différentes propriétés calculées et relevées dans la littérature sont fournis en annexe.

3. Puissance convectée et puissance de rayonnement

3.1 Les différents modes de transfert

Le transfert de chaleur est un mode d'échange d'énergie qui intervient entre deux systèmes dès qu'il existe une différence de température entre eux.

On distingue trois modes d'échanges fondamentaux :

- **Conduction** : transmission de chaleur dans la matière, elle concerne surtout les solides, pour les liquides et les gaz, ce mode de transferts est négligeable devant les autres. **La conduction sera négligée dans l'air.**
- **Convection** : pour origine le mouvement d'un fluide
 - Convection forcée : le mouvement du fluide est produit par une action extérieure
 - Convection naturelle : le mouvement résulte des différences de densité entre partie chaude et partie froide du fluide.
- **Rayonnement** : tous les corps solides, liquides ou gazeux, émettent un rayonnement de nature électromagnétique.

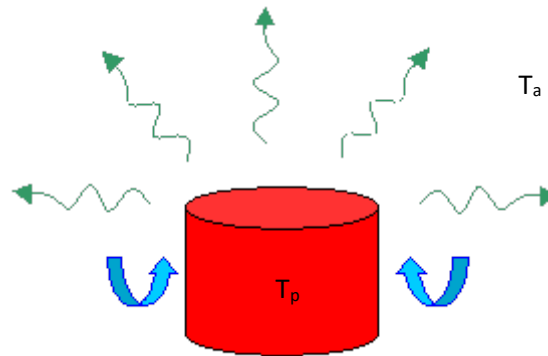


Figure 3.1 Source thermique à la température T_p qui échange de l'énergie avec l'air et les parois d'un local à la température ambiante T_a

La conservation de l'énergie implique que la puissance fournie à la source thermique (généralement électrique) est égale à la somme des puissances échangées par **convection** et **rayonnement** :

$$P_{fournie} = P_{convectée} + P_{rayonnement}$$

3.2 Calcul de la puissance convectée

3.2.1 Calcul théorique

- Loi de Newton

$$P_C = h \cdot S \cdot \Delta T$$

- h : coefficient de convection ($\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$)
- S : surface de la source (m^2)
- $\Delta T = T_p - T_a$
- T_p : température de parois
- T_a : température ambiante

Le coefficient de convection est déterminé à l'aide de corrélation semi-empirique sur le nombre adimensionnel Nu appelé nombre de Nusselt dépendant de deux autres adimensionnels Gr et Pr , respectivement appelés nombres de Grashof et Prandtl.

$$\text{Nusselt : } Nu = \frac{hL}{\lambda}$$

$$\text{Grashof : } Gr = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\nu^2}$$

$$\text{Prandtl : } Pr = \frac{c_p\mu}{\lambda}$$

- L : Longueur caractéristique du problème (m)
- β : coefficient de dilatation du fluide (pour l'air $\beta = \frac{1}{T}$)
- c_p : chaleur massique (J/kg.K)
- μ : viscosité dynamique (Pa.s)
- λ : conductivité thermique (W/m.K)
- ν : viscosité cinématique (m^2/s)

Remarque : Toutes les propriétés de l'air sont évaluées à la température de film $T_f = \frac{T_p - T_a}{2}$

$$\text{Corrélation : } Nu = C \cdot (Gr \cdot Pr)^n$$

Géométrie et orientation de la paroi	Dimension caractéristique L	Coefficient C	
		Convection laminaire $n=1/4$	Convection turbulente $n = 1/3$
Plaque verticale ou cylindre vertical de grand diamètre	Hauteur	0.59 $10^4 < Gr \cdot Pr < 10^9$	0.13 $10^9 < Gr \cdot Pr < 10^{13}$
Cylindre horizontale	Diamètre extérieur	0.53 $10^3 < Gr \cdot Pr < 10^9$	0.10 $10^9 < Gr \cdot Pr < 10^{13}$
Plaque horizontale chauffant vers le haut	Largeur	0.54 $10^5 < Gr \cdot Pr < 10^7$	0.14 $2 \cdot 10^7 < Gr \cdot Pr < 3 \cdot 10^{10}$
Plaques horizontale chauffant vers le bas	Largeur	0.27 $3 \cdot 10^5 < Gr \cdot Pr < 3 \cdot 10^{10}$	0.07 $3 \cdot 10^{10} < Gr \cdot Pr < 10^{13}$

Tableau 3.1 Corrélation Nu pour différentes géométries, en laminaire et turbulent

Méthode de résolution :

1. Calculer Gr et Pr à la température du film
2. Appliquer la corrélation adaptée pour calculer Nu
3. Ecrire $Nu = \frac{hL}{\lambda}$, en déduire le coefficient d'échange h puis la puissance convective par l'application de la loi $P_C = h.S.\Delta T$

3.2.2 Calcul pratique

- Loi de Newton

$$P_C = h.S.\Delta T$$

- h : coefficient de convection ($W/m^2.\text{°K}$)
- S : surface de la source (m^2)
- $\Delta T = T_p - T_a$
- T_p : température de parois
- T_a : température ambiante

- Détermination de h (convection naturelle et $T_a = 20^\circ\text{C}$) :

En appliquant la méthode du paragraphe 3.2.1 et en supposant une température ambiante de 20°C , on peut obtenir des relations simplifiées pour le calcul de h .

En écoulement laminaire $h = K_l \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{1/4}$ avec L : longueur caractéristique.

En écoulement turbulent $h = K_t (\Delta T)^{1/3}$

Géométrie et orientation de la paroi	Longueur caractéristique
Plaque verticale ou cylindre verticale	Hauteur de la plaque ou du cylindre
Cylindre horizontal	Diamètre extérieur du cylindre
Plaque horizontale ou disque horizontal Chauffant vers le haut	Largeur de plaque ou diamètre du disque
Plaque horizontale ou disque horizontal Chauffant vers le bas	Largeur de plaque ou diamètre du disque

- Détermination du régime d'écoulement

Pour déterminer le régime d'écoulement, on recherche $L_{transition}$ en fonction de la température de paroi d'après la figure 3.2 :

Si $L < L_{transition}$: Ecoulement laminaire

Si $L > L_{transition}$: Ecoulement turbulent

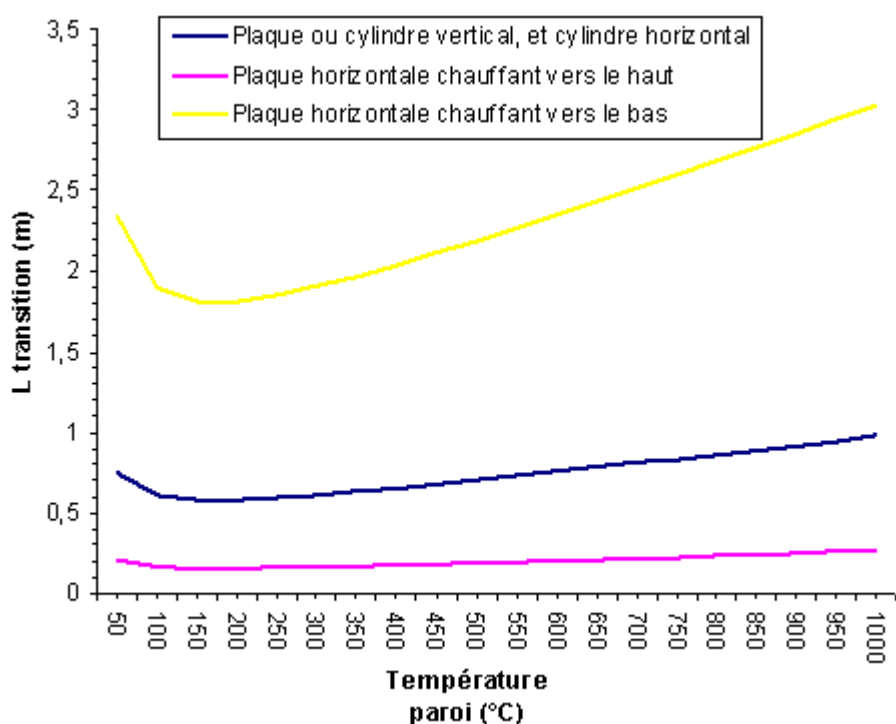


Figure 3.2 Grandeurs caractéristiques de transition laminaire-turbulent en fonction de la température de paroi

- Détermination de K_l ou K_t

On détermine des constantes K_l ou K_t en fonction du régime d'écoulement, de la géométrie et de la température de paroi d'après le tableau 3.2.

T_p (°C)	Laminaire K_l			
	Plaques ou cylindre verticale	Cylindre horizontal	Plaque horizontale chauffant vers le haut	Plaque horizontale chauffant vers le bas
50	1.49	1.34	1.37	0.68
100	1.46	1.31	1.33	0.67
200	1.40	1.26	1.28	0.64
300	1.36	1.22	1.24	0.62
400	1.32	1.18	1.20	0.60
500	1.28	1.15	1.17	0.59
600	1.25	1.12	1.14	0.57
700	1.22	1.10	1.12	0.56
800	1.19	1.07	1.09	0.55
900	1.17	1.05	1.07	0.54
1000	1.15	1.03	1.05	0.53

T_p (°C)	Turbulent K_t			
	Plaques ou cylindre verticale	Cylindre horizontal	Plaque horizontale chauffant vers le haut	Plaque horizontale chauffant vers le bas
50	1.50	1.15	1.61	0.81
100	1.42	1.09	1.53	0.76
200	1.29	1.00	1.39	0.70
300	1.20	0.92	1.29	0.64
400	1.12	0.86	1.20	0.60
500	1.05	0.81	1.13	0.56
600	0.99	0.76	1.07	0.53
700	0.94	0.72	1.01	0.51
800	0.90	0.69	0.97	0.48
900	0.86	0.66	0.92	0.46
1000	0.82	0.63	0.88	0.44

Tableau 3.2 K_l et K_t pour différentes géométries et à différentes températures

3.2.3 Exemple

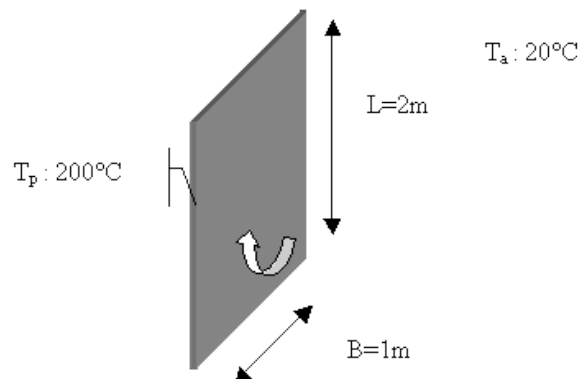


Figure 3.3 : Convection naturelle sur une plaque verticale

- Calcul théorique

1. Calculer Gr et Pr à la température du film

Température de film	$T_f = \frac{T_p + T_a}{2}$	$T_p = 473 \text{ K}$ $T_a = 293 \text{ K}$	$T_f = 383 \text{ K}$
Calcul du nombre Gr	$Gr = \frac{g\beta\Delta T L^3}{\nu^2}$	$\beta = \frac{1}{T_f} = 0,002611$ $\nu = 2,47 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ $\Delta T = 180 \text{ K}$ $L = 2 \text{ m}$	$Gr = 6,05 \cdot 10^{10}$
Calcul du nombre de Pr	$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda}$		$Pr = 0.692$

2. Appliquer la corrélation adaptée pour calculer Nu

Géométrie	Plaque verticale
Régime d'écoulement	Turbulent car $Gr.Pr = 4,18.10^{10} > 10^9$
Corrélation	$Nu = 0.13(Gr.Pr)^{1/3}$
Calcul de Nu	$Nu = 451$

3. Ecrire $Nu = \frac{hL}{\lambda}$, en déduire le coefficient d'échange h puis la puissance convective par l'application de la loi $P_c = h.S.\Delta T$

Coefficient d'échange h	$h = \frac{\lambda.Nu}{L}$	$\lambda = 0.0324 \text{ W/m.K}$ $Nu = 451$ $L = 2 \text{ m}$	$h = 7.3 \text{ W/m}^2.\text{K}$
Puissance convectée	$P_c = h.S.\Delta T$	$h = 7.3 \text{ W/m}^2.\text{K}$ $S = 2 \times 1 = 2 \text{ m}^2$ $\Delta T = 180 \text{ K}$	$P_c = 2.6 \text{ kW}$

- Calcul pratique :

Longueur caractéristique	Hauteur $L = 2 \text{ m}$
Régime d'écoulement	D'après le graphe $L_{transition} = 0.5 \text{ m}$ $L > L_{transition}$ donc écoulement turbulent
Détermination de K_t	D'après le tableau 3.2 : $K_t = 1.29$
Coefficient d'échange h	$h = K_t(\Delta T)^{1/3} = 7.28 \text{ W/m}^2.\text{K}$
Puissance convectée P_c	$P_c = h.S.\Delta T = 2.6 \text{ kW}$

3.3 Calcul de la puissance échangée par rayonnement

3.3.1 Principe

La source thermique rayonne dans la pièce (**flèche rouge**) une puissance $P_{source-murs}$.

Les murs rayonnent sur la source thermique (**flèche noire**) une puissance $P_{murs-sources}$.

La puissance nette perdue par la source est donc la différence de ces deux flux :

$$P_{net} = P_{ray} = P_{source-murs} - P_{murs-sources}$$

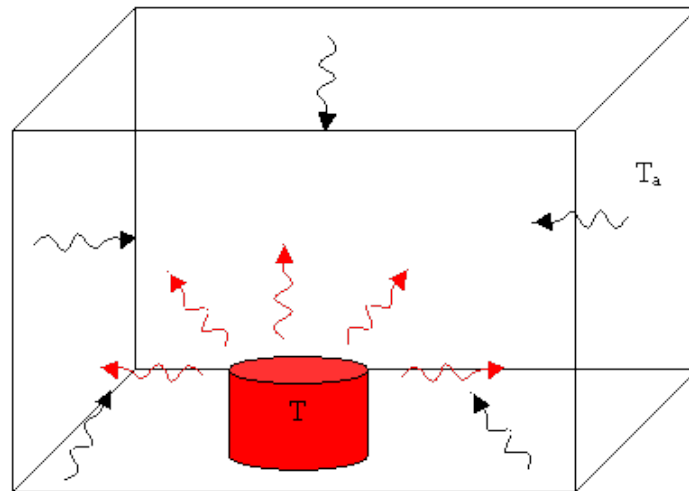


Figure 3.4 Rayonnement d'une source thermique dans un local

La puissance nette perdue dans un corps d'émissivité ε et de température T par rayonnement, lorsqu'il est placé dans une grande pièce où les murs sont à la température ambiante T_a est donnée par la relation suivante :

$$P_{ray} = \varepsilon S \sigma (T^4 - T_a^4)$$

- ε : émissivité du corps (corps noir $\varepsilon = 1$)
- S : surface du corps (m^2)
- σ : Constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$)
- T : Température du corps (en Kelvin)
- T_a : Température de l'air ambiant (en Kelvin)

Remarque : L'orientation de la source thermique n'a pas d'influence sur la puissance rayonnée lorsque celle-ci est placée dans une grande enceinte, et que l'on s'intéresse aux échanges thermiques entre la source et toute la pièce.

3.3.2 Exemple

Un cylindre de diamètre 1.5 m, de hauteur 1 m et d'émissivité 0.7 chauffé à 200 °C dans une grande pièce à la température ambiante de 20°C.

La puissance nette perdue par rayonnement par la source thermique :

$$S = S_{coté\ du\ cylindre} + S_{disque\ au\ dessus} = 6.48\ m^2$$

$$P_{ray} = 0,7 \times 6,48 \times 5,6710^{-8} ((200 + 273)^4 - (20 + 273)^4)$$

$$P_{ray} = 11kW$$

3.4 Mode de transfert prépondérant

D'après la figure 3.4, on remarque que la puissance convectée représente moins de 15 % de la puissance totale (convectée + rayonnée) pour des émissivités supérieures à 0,5 et pour des températures supérieures à 800°C.

On retiendra qu'il faut tenir compte de la puissance convectée et rayonnée dans la majorité des cas.

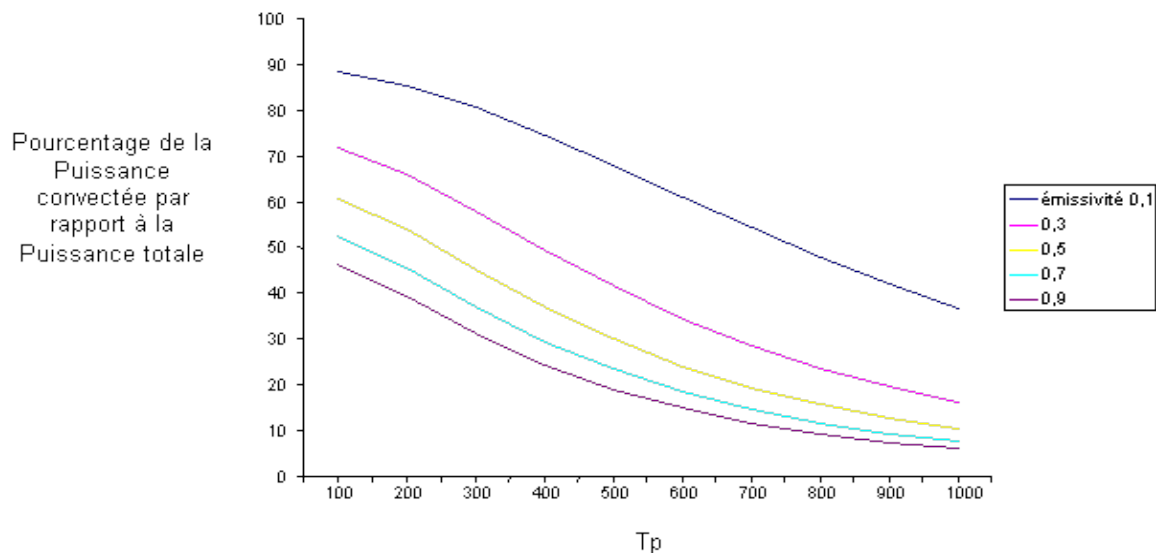


Figure 3.5 Pourcentage de la puissance convectée par rapport à la puissance totale en fonction de la température de paroi T_p pour différentes émissivités.

4. Caractéristiques de couche limite

4.1 Introduction

Au contact d'une paroi chaude, l'air se réchauffe et développe un mouvement ascensionnel le long de la paroi. Cette zone où le fluide est en mouvement par convection naturelle est appelée couche limite. Ce mouvement est à l'origine de la convection naturelle.

Pour dimensionner certains dispositifs de captage, il est nécessaire de connaître les caractéristiques des couches limites, notamment leur épaisseur et leur débit volumique.

En bas de la plaque, l'écoulement est laminaire, puis à partir d'une certaine hauteur caractérisée par $Gr.Pr = 7.10^8$, il devient turbulent.

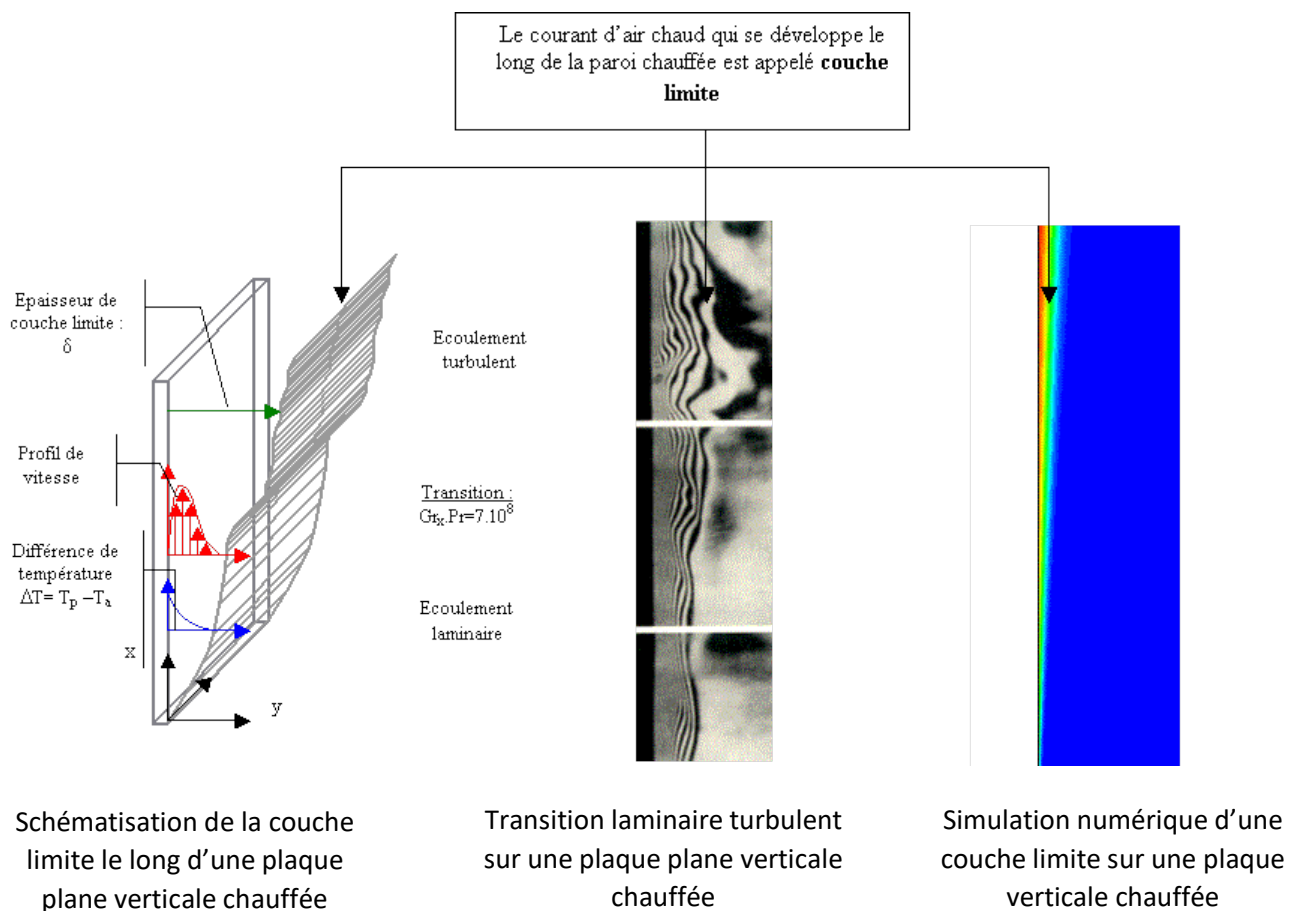
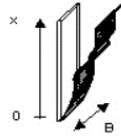
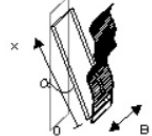
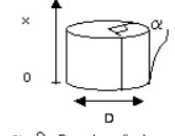


Figure 4.1 Couche limite en convection naturelle

4.2 Couches limites

Géométrie	Plaque verticale	Plaque inclinée	Cylindre ou portion de cylindre verticale
Schémas			 $\alpha = \pi$: Pour le cylindre complet
Validité		$0^\circ < \alpha < 45^\circ$	$D \gg \text{épaisseur de couche limite}$
TURBULENT	Vitesse moyenne (m/s)	$U_{moy} = 0,019x^{1/2}\Delta T^{1/2}$	$U_{moy} = 0,019x^{1/2}\Delta T^{1/2}$
	Vitesse max (m/s)	$U_{max} = 0,07x^{1/2}\Delta T^{1/2}$	$U_{max} = 0,07x^{1/2}\Delta T^{1/2}$
	Épaisseur de couche limite (m)	$\delta = 0,11x^{7/10}\Delta T^{-1/10}$	$\delta = 0,11x^{7/10}((\Delta T \cdot \cos(\alpha))^{-1/10})$
	Débit volumique (m³/s)	$q_v = 0,0021x^{6/5}\Delta T^{2/5}B$	$q_v = 0,0021x^{6/5}((\Delta T \cdot \cos(\alpha))^{2/5}B)$
Transition	Abcisse de transition	$\chi = \left[\frac{10^8 \cdot v_{Tf}^2 \cdot T_f}{\Delta T} \right]^{1/3}$	$\chi = \left[\frac{10^8 \cdot v_{Tf}^2 \cdot T_f}{\Delta T \cos(\alpha)} \right]^{1/3}$
LAMINAIRE	Vitesse moyenne (m/s)	$U_{moy} = 0,05x^{1/2}\Delta T^{1/2}$	$U_{moy} = 0,05x^{1/2}((\Delta T \cdot \cos(\alpha))^{1/2})$
	Vitesse max (m/s)	$U_{max} = 0,09x^{1/2}\Delta T^{1/2}$	$U_{max} = 0,09x^{1/2}((\Delta T \cdot \cos(\alpha))^{1/2})$
	Épaisseur de couche limite (m)	$\delta = 0,048x^{1/4}\Delta T^{-1/4}$	$\delta = 0,048x^{1/4}((\Delta T \cdot \cos(\alpha))^{-1/4})$
	Débit volumique (m³/s)	$q_v = 0,0024x^{3/4}\Delta T^{1/4}B$	$q_v = 0,0024x^{3/4}((\Delta T \cdot \cos(\alpha))^{1/4}B)$

- x : abscisse le long de la paroi (m)
- $\Delta T = T_p - T_a$
- T_f : Température de film $T_f = \frac{T_p + T_a}{2}$
- v_{Tf} : Viscosité cinématique évaluée à la température de film

5. Caractéristiques du panache

5.1 Introduction

La création d'un panache au-dessus d'une source chaude a la même origine que le développement d'une couche limite sur une plaque verticale, à savoir la mise en mouvement du fluide dû à la variation de densité de l'air avec la température.

La différence entre les deux est simple : pour la couche limite, le courant d'air chaud se fait contre une paroi, tandis que pour le panache le courant d'air chaud se fait librement dans l'air environnant.

Pour dimensionner un système de captage, il est nécessaire de connaître les caractéristiques du panache, notamment son rayon et son débit volumique.

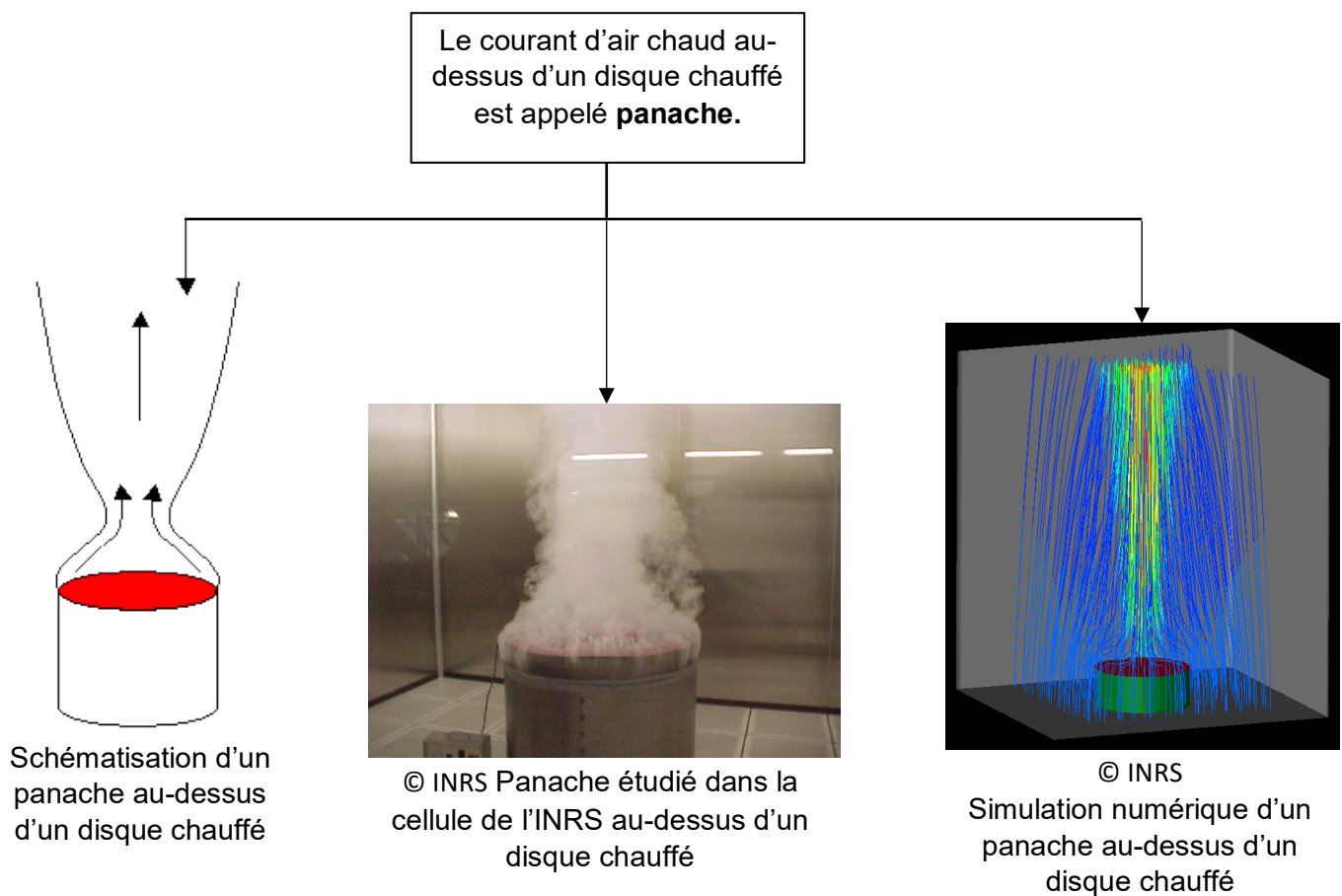


Figure 5.1 Panache en convection naturelle

5.2 Panache

5.2.1 Panache au-dessus d'une source thermique de géométrie quelconque

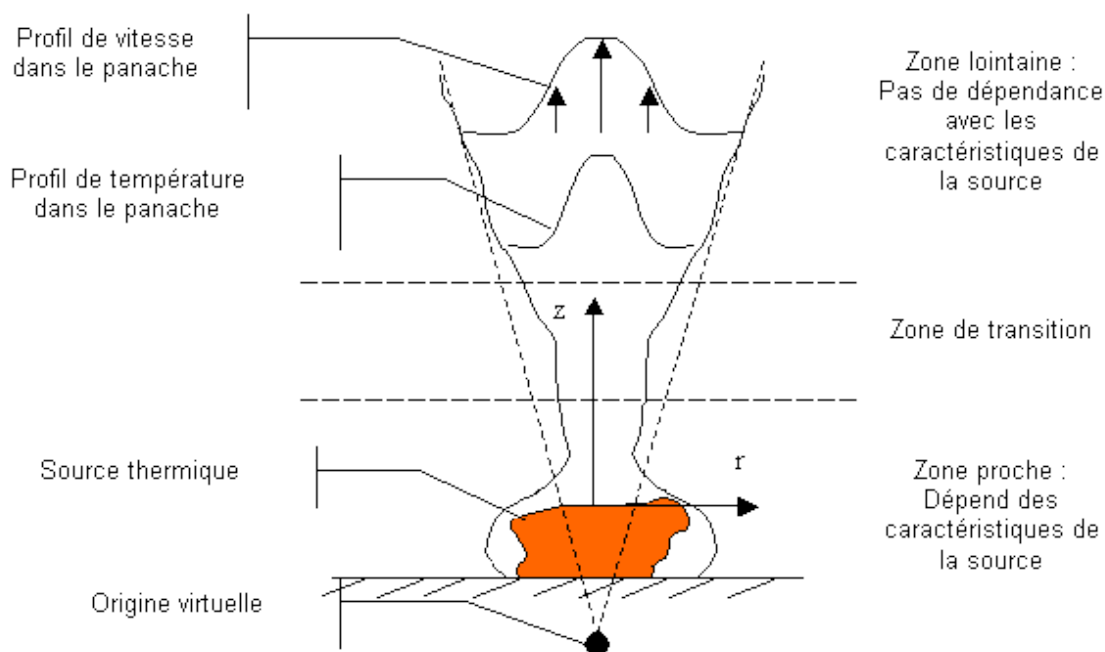


Figure 5.2 Description en trois zones d'un panache développé au-dessus d'un disque et notion de l'origine virtuelle

On distingue trois zones dans le développement du panache :

- Une zone proche où les caractéristiques dépendent essentiellement de la nature de la source ;
- Une zone de transition où le panache devient de moins en moins sensible à la source ;
- Une zone lointaine où les lois d'évolution sont identiques pour tous les panaches en imaginant une origine virtuelle. L'évolution linéaire du rayon du panache en fonction de la hauteur permet de définir la position virtuelle de cette origine.

Les lois d'évolutions des différentes caractéristiques du panache en zone lointaine sont données ci-dessous :

- z : hauteur au-dessus de la source (m)
- z_v : origine virtuelle (m)
- P_c : Puissance convectée par la source (W)

Profil de vitesse dans le panache	$w(r, z) = w_c(z) e^{-\left(\frac{r}{\delta(z)}\right)^2}$
Profil de température dans le panache $\Delta T(r, z) = T(r, z) - T_{\text{ambiante}}$	$\Delta T(r, z) = \Delta T_c(z) e^{-\left(\frac{r}{\delta(z)}\right)^2}$
Vitesse au centre du panache (m/s)	$w_c(z) = 0.122 P_c^{1/3} (z - z_v)^{-1/3}$
Température au centre du panache (°C) $\Delta T_c(r, z) = T_c(z) - T_{\text{ambiante}}$	$\Delta T_c(z) = 0.298 P_c^{2/3} (z - z_v)^{-5/3}$
Rayon théorique (m) défini comme étant la distance radiale pour laquelle la vitesse (respectivement la température) est égale à la vitesse (respectivement la température) au centre divisée par e (=2,718)	$b(z) = b_t(z) = 0.12 (z - z_v)$
Rayon de la zone d'influence du panache définie comme la zone où la vitesse (respectivement la température) est supérieure à 1% de la vitesse axiale à la même hauteur (respectivement la température axiale à même hauteur) $e^{-(R/b)^2} = \frac{1}{100}$ C'est-à-dire $R \cong 2.3b$	R
Débit volumique dans le panache (m³/s)	
Loi de Skaret	$Q(z) = 5 \cdot 10^{-3} P_c^{1/3} (z - z_v)^{5/3}$
A partir de la température au centre du panache Avec $\lambda = \frac{b_t}{b} = 1$	$Q(z) = 0,00165 \frac{P_c}{\Delta T_c(z)}$
A partir de la vitesse au centre du panache	$Q(z) = \pi b^2 w_c(z)$

Tableau 5.1 Tableau récapitulatif des différentes caractéristiques du panache dans la zone lointaine

5.2.2 Panache au-dessus d'un disque chauffé de diamètre D

- Zone lointaine $z > 1.5D$

Pour définir les caractéristiques du panache en zone lointaine, on utilise les lois d'évolution du tableau 5.1 en prenant comme origine virtuelle $z_v = -1D$.

- Zone proche $z < 1.5D$

En zone proche, on ne peut pas utiliser les lois d'évolution du tableau 5.1.

L'expression suivante nous permet néanmoins d'estimer le débit entraîné par le panache issu d'un disque de diamètre D :

$$Q = \left(\frac{z}{D}\right)^{2/3} D^{5/3} P_c^{1/3} \cdot \frac{1}{5.5} \cdot \frac{1}{0.5} \cdot \left(\frac{\rho C_p}{g\beta}\right)^{-1/3}$$

5.2.3 Panache au-dessus d'une plaque carrée de côté L

- Zone lointaine $z > 2L$

Pour définir les caractéristiques du panache en zone lointaine, on utilise les lois d'évolution du tableau 5.1 en prenant comme origine virtuelle $z_v = -0,21L^3 + 0,12L^2 + 0,18L - 0,40$

- Zone proche $z < 2L$

Aucune expression n'a été établie pour estimer les caractéristiques du panache issu d'une plaque carrée en zone proche.

6. Hauteur de stratification

6.1 Introduction

Pour mettre en place un système de ventilation par déplacement, il est nécessaire de connaître le débit de ventilation à injecter en partie basse pour que la stratification se forme au-dessus de la zone d'occupation.

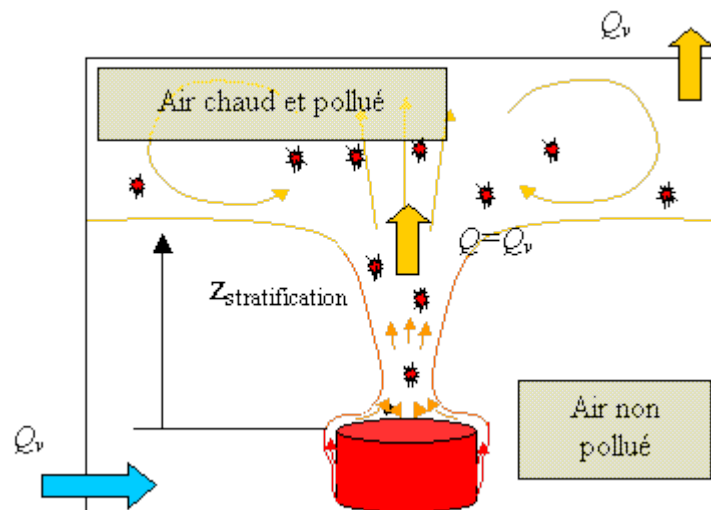
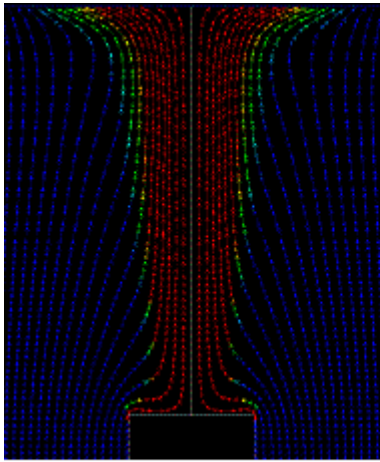


Figure 6.1 Phénomène de stratification

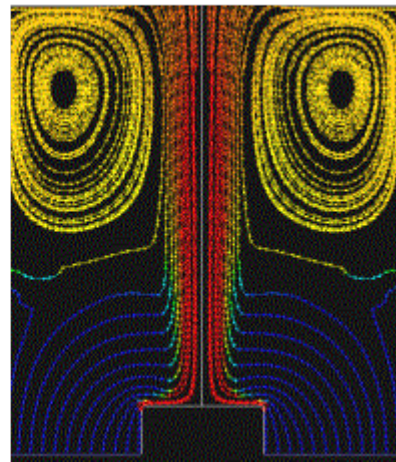
Si $Q_v > Q_{max}$: Pas de stratification du milieu environnant.

Si $Q_v < Q_{max}$: Stratification du milieu environnant.

- Q_{max} : Débit dans le panache en haut de la pièce.
- Q_v : Débit de ventilation injecté en partie basse et récupéré en partie haute.



$Q_v > Q_{max}$: le débit de ventilation est suffisamment important pour alimenter le panache sur toute la hauteur de la pièce



$Q_v < Q_{max}$: le débit de ventilation est insuffisant pour alimenter le panache sur toute la hauteur de la pièce, on a création d'une stratification

Figure 6.2 Ligne de courant colorée en fonction de la température pour deux débits de ventilations différents

6.2 Prédiction de la hauteur de stratification

6.2.1 Front de stratification formé par une source thermique quelconque

En première approximation, on peut retenir qu'au niveau de la stratification le débit dans le panache est égal au débit de ventilation.

En zone lointaine, le débit dans le panache est donné par :

$$Q(z) = 5 \cdot 10^{-3} P_c^{1/3} (z - z_v)^{5/3}$$

Au niveau de la stratification, $Q(z_{stratification}) = Q_v$

Donc la hauteur de stratification en zone lointaine est donnée par :

$$z_{stratification} = z_v + \left(\frac{Q_v}{5 \cdot 10^{-3} P_c^{1/3}} \right)^{3/5}$$

6.2.2 Front de stratification formé par un disque chaud

Une étude fine du phénomène de stratification au-dessus d'un disque a permis de retenir les lois suivantes :

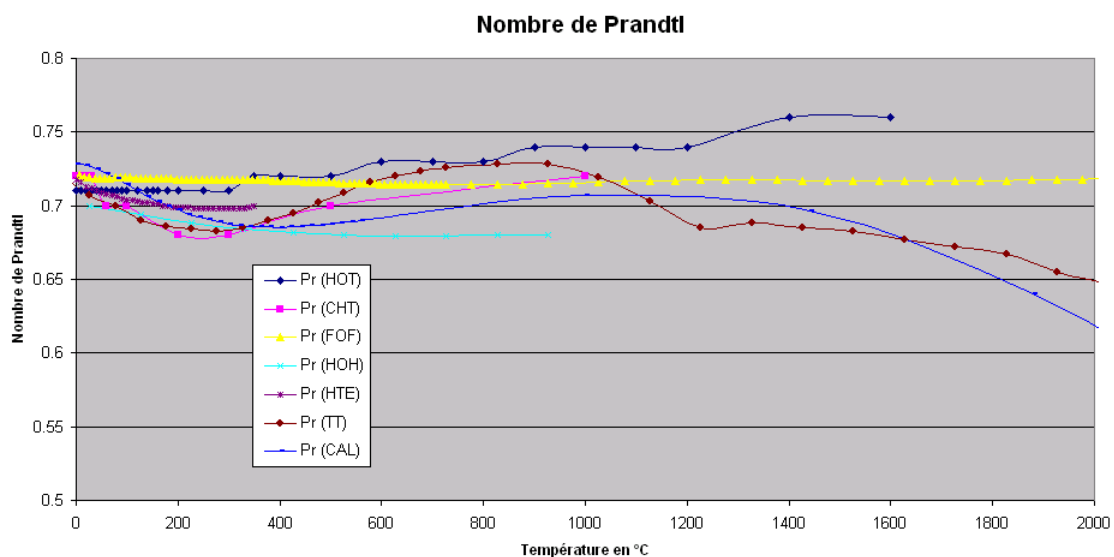
Pour $X < 0,2$ (zone proche) $\left(\frac{z_{stratification}}{D}\right)^{2/3} \cong 5,5X$

Pour $0,2 < X < 1$ (zone intermédiaire) $\left(\frac{z_{stratification}}{D}\right)^{4/3} \cong 6,8X$

Pour $X > 1$ (zone lointaine) $\left(\frac{z_{stratification}-z_v}{D}\right)^{5/3} \cong 19,25X$

- $z_{stratification}$: hauteur du front de stratification au-dessus de la source (m)
- z_v : origine virtuelle (m)
- P_c : puissance convectée de la source (W)
- $X = \frac{Q_v}{D_s v} \left(\frac{Pr^2}{Ra^{4/3}}\right)^{1/3}$ ou $X = 0,5 \left(\frac{\rho C p}{g \beta}\right)^{1/3} \frac{Q_v}{D_s^{5/3} P_c^{1/3}}$

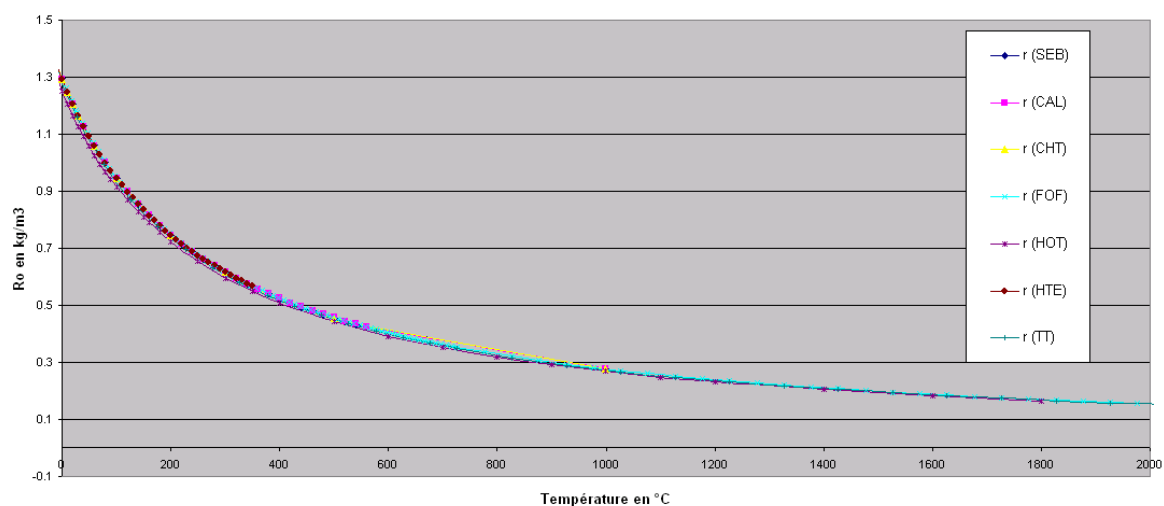
7. Annexe



HOT: Handbook Of Thermodynamic tables and charts
 CHT: Convection Heat Transfer
 FOF: Fundamentals Of Fluid mechanics
 HOH: Handbook Of Heat transfer

HTE: Heat Transfer Essentials
 TT : Transferts Thermiques
 CAL: Méthode de calcul utilisée dans logiciel PANTHER

Comparaison de la densité ρ_0



HOT: Handbook Of Thermodynamic tables and charts

CHT: Convection Heat Transfert

FOF: Fundamentals Of Fluid mechanics

HOH: Handbook Of Heat transfer

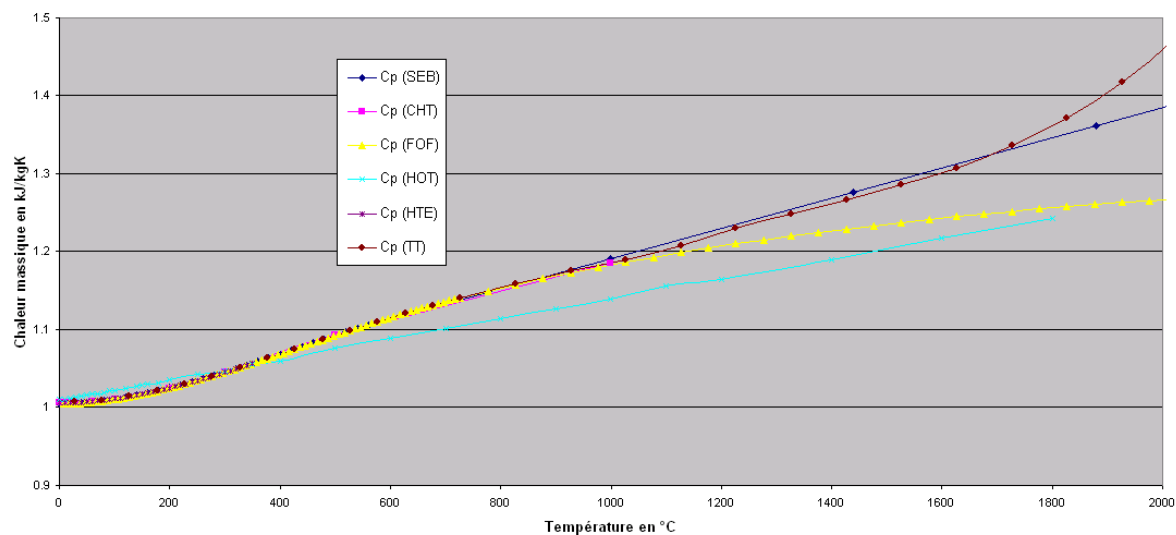
HTE: Heat Transfer Essentials

TT : Transferts Thermiques

SEB : Methode de calcul utilisée dans le logiciel PANTHER

CAL: Par calcul

Comparaison chaleur massique C_p



HOT: Handbook Of Thermodynamic tables and charts

CHT: Convection Heat Transfert

FOF: Fundamentals Of Fluid mechanics

HOH: Handbook Of Heat transfer

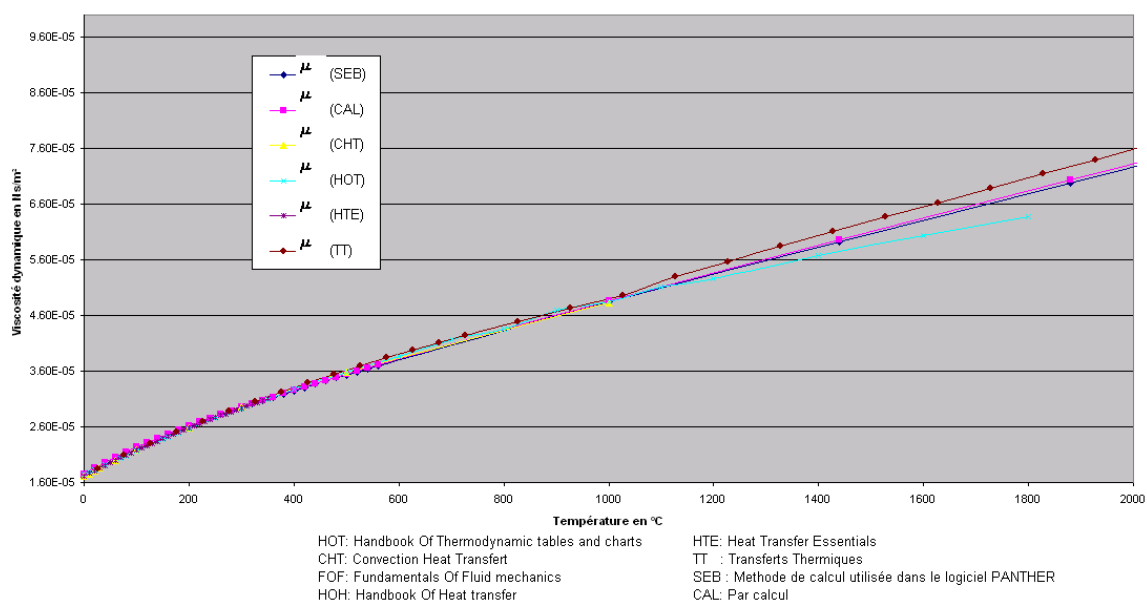
HTE: Heat Transfer Essentials

TT : Transferts Thermiques

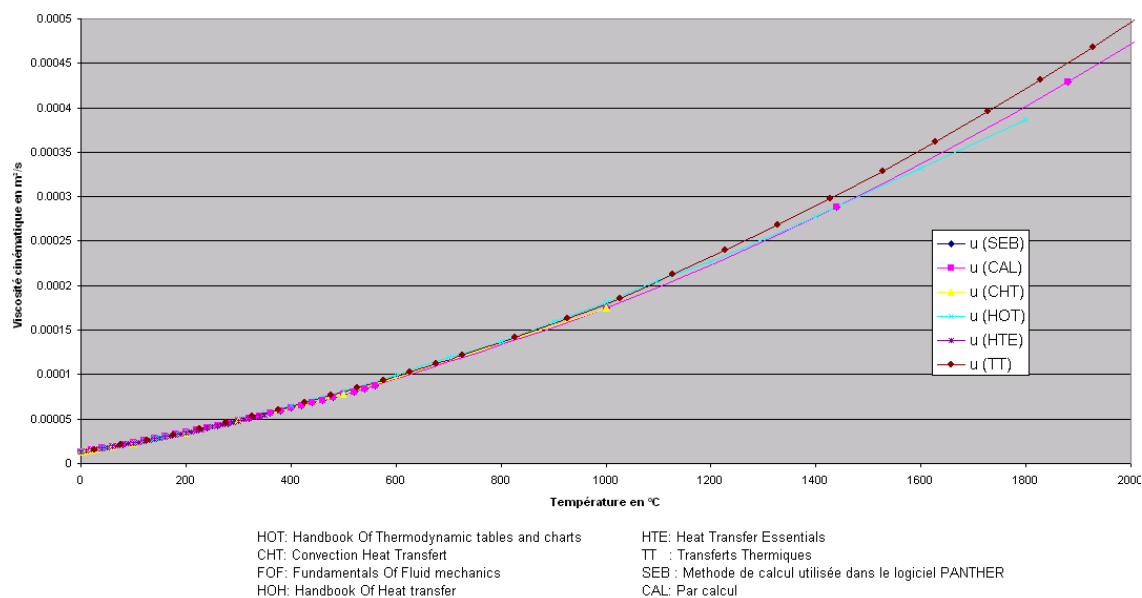
SEB : Methode de calcul utilisée dans le logiciel PANTHER

CAL: Par calcul

Comparaison de la viscosité dynamique μ



Comparaison viscosité cinématique



Comparaison de la conductivité thermique

